

TOROIDAL TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Patent Number: **JP10281269**

Publication date: **1998-10-23**

Inventor(s): **MACHIDA TAKASHI; MIYATA SHINJI; IMANISHI TAKASHI**

Applicant(s): **NIPPON SEIKO KK**

Requested Patent: **JP10281269**

Application Number: **JP19970090982 19970409**

Priority Number(s):

IPC Classification: **F16H61/00**

EC Classification:

Equivalents:

Abstract

PROBLEM TO BE SOLVED: To generate constantly optimum thrust in spite of a change of an operation state and to ensure compatibility between transmission efficiency and durability at a high-dimension.

SOLUTION: A press device 40 to press a disc 2 on the input side against a power roller is formed such that a mechanical type first press device 41 and a hydraulic type second press device 42 are arranged in juxtaposition. An oil pressure to operate the second press device 42 is controlled by a control valve 59. The control valve 59 regulates an oil pressure by means of a command signal from a controller 60 to input a detecting signal to represent the number of revolution of engine, an accelerator opening, a car speed, and the temperature of traction oil.

Data supplied from the **esp@cenet** database - I2

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-281269

(43)公開日 平成10年(1998)10月23日

(51) Int.Cl.
 F 16 H 61/00
 // F 16 H 15/38
 F 16 H 59:18
 59:36
 59:44

識別記号

F I
 F 16 H 61/00
 F 16 H 15/38

審査請求 未請求 請求項の数1 OL (全11頁) 最終頁に続く

(21)出願番号

特願平9-90982

(22)出願日

平成9年(1997)4月9日

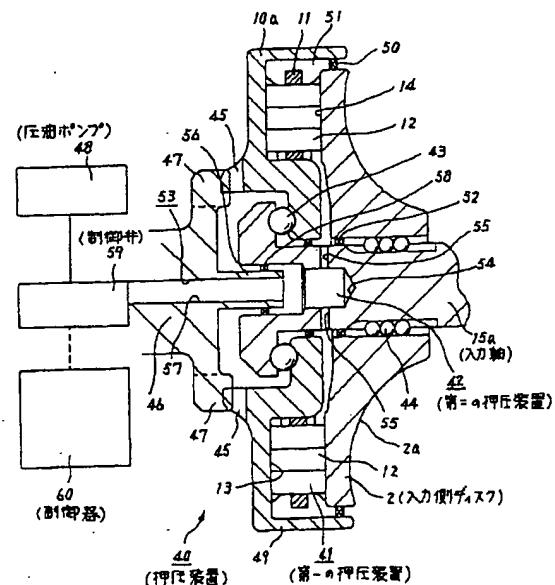
(71)出願人 000004204
 日本精工株式会社
 東京都品川区大崎1丁目6番3号
 (72)発明者 町田 尚
 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号
 日本精工株式会社内
 (72)発明者 宮田 健司
 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号
 日本精工株式会社内
 (72)発明者 今西 尚
 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号
 日本精工株式会社内
 (74)代理人 弁理士 小山 武男 (外1名)

(54)【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

(57)【要約】

【目的】 運転状況の変化に拘らず、常に最適の推力を得させて、伝達効率及び耐久性の確保を高次元で両立させる。

【構成】 入力側ディスク2をパワーローラに押圧する押圧装置40を、機械式の第一の押圧装置41と油圧式の第二の押圧装置42とを並列に配置する事により構成する。第二の押圧装置42を作動させる為の油圧を、制御弁59により制御する。この制御弁59は、エンジン回転数、アクセル開度、車速、トラクション油の温度を表わす検出信号を入力した制御器60からの指令信号により、上記油圧を調節する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】自動車の走行用エンジンにより回転駆動される回転軸と、互いの内側面同士を対向させた状態でこの回転軸の周囲にそれぞれこの回転軸に対する回転自在に支持された第一、第二のディスクと、このうちの第一のディスクの外側面と上記回転軸との間に設けられ、この第一のディスクを上記第二のディスクに向け押圧しつつ上記回転軸と共に回転させる押圧装置と、上記第一、第二のディスクの中心軸に対し捻れの位置にある枢軸を中心として揺動するトランイオンと、このトランイオンの内側面に回転自在に支持された状態で、上記第一、第二の両ディスク同士の間に挟持されたパワーローラとを備えたトロイダル型無段変速機に於いて、上記押圧装置は、伝達すべき動力のトルクの大きさに応じて押圧力を増大させる、機械的に作動する第一の押圧装置と、圧油源から供給される圧油に基づき、この圧油の油圧に応じた押圧力を発生させる第二の押圧装置を互いに並列に設けたものであり、この第二の押圧装置を構成する油圧シリンダと上記圧油を供給する為の圧油源との間には、上記油圧シリンダに送り込む圧油の圧力を制御する為の制御弁が設けられており、この制御弁は、上記エンジンの回転数を表わす信号と、アクセル開度を表わす信号と、上記自動車の車速を表わす信号と、上記第一、第二の両ディスクの内側面と上記パワーローラの周面との当接部に送り込まれるトランクション油の温度を表わす信号とのうちから選択される1乃至複数の信号に基づいて、上記圧力を調整するものである事を特徴とするトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明に係るトロイダル型無段変速機は、自動車用の自動変速機として利用する。

【0002】

【従来の技術】自動車用変速機として、図5～6に略示する様なトロイダル型無段変速機を使用する事が研究されている。このトロイダル型無段変速機は、例えば実開昭62-71465号公報に開示されている様に、入力軸1と同心に入力側ディスク（第一のディスク）2を支持し、この入力軸1と同心に配置された出力軸3の端部に出力側ディスク（第二のディスク）4を固定している。トロイダル型無段変速機を収めたケーシングの内側には、上記入力軸1並びに出力軸3に対して捻れの位置にある枢軸5、5を中心として揺動するトランイオン6、6を設けている。

【0003】これら各トランイオン6、6は、両端部外側面に上記枢軸5、5を設けている。又、これら各トランイオン6、6の中心部には変位軸7、7の基礎部を支持し、上記各枢軸5、5を中心として上記各トランイオン6、6を揺動させる事により、上記各変位軸7、7の傾斜角度の調節を自在としている。上記各トランイオン6、

6に支持した変位軸7、7の周囲には、それぞれパワーローラ8、8を回転自在に支持している。そして、これら各パワーローラ8、8を、上記入力側、出力側両ディスク2、4の間に挟持している。

【0004】これら入力側、出力側両ディスク2、4の互いに対向する内側面2a、4aは、それぞれ断面が、上記枢軸5を中心とする円弧を、上記入力軸1及び出力軸3を中心回転させて得られる凹面をなしている。そして、球状凸面に形成された各パワーローラ8、8の周面8a、8aは、上記内側面2a、4aに当接させている。

【0005】上記入力軸1と入力側ディスク2との間に、ローディングカム式の押圧装置9を設け、この押圧装置9によって、上記入力側ディスク2を出力側ディスク4に向け、弾性的に押圧している。この押圧装置9は、入力軸1と共に回転するカム板10と、保持器11により保持された複数個（例えば4個）のローラ12、12とから構成している。上記カム板10の片側面（図5～6の左側面）には、円周方向に亘る凹凸面であるカム面13を形成し、上記入力側ディスク2の外側面（図5～6の右側面）にも、同様のカム面14を形成している。そして、上記複数個のローラ12、12を、上記入力軸1の中心に対して放射方向の軸を中心とする回転自在に支持している。

【0006】上述の様に構成されるトロイダル型無段変速機の使用時、入力軸1の回転に伴ってカム板10が回転すると、カム面13が複数個のローラ12、12を、入力側ディスク2外側面のカム面14に押圧する。この結果、上記入力側ディスク2が、上記各パワーローラ8、8に押圧されると同時に、上記1対のカム面13、14と複数個のローラ12、12との押し付け合いに基づいて、上記入力側ディスク2が回転する。そして、この入力側ディスク2の回転が、上記各パワーローラ8、8を介して出力側ディスク4に伝わり、この出力側ディスク4に固定の出力軸3を回転させる。

【0007】入力軸1と出力軸3との回転速度比（変速比）を変える場合で、先ず入力軸1と出力軸3との間で減速を行なう場合には、枢軸5、5を中心として各トランイオン6、6を揺動させ、各パワーローラ8、8の周面8a、8aが図5に示す様に、入力側ディスク2の内側面2aの中心寄り部分と出力側ディスク4の内側面4aの外周寄り部分とにそれぞれ当接する様に、各変位軸7、7を傾斜させる。

【0008】反対に、增速を行なう場合には、上記枢軸5、5を中心として上記各トランイオン6、6を揺動させ、各パワーローラ8、8の周面8a、8aが図6に示す様に、入力側ディスク2の内側面2aの外周寄り部分と出力側ディスク4の内側面4aの中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、各変位軸7、7を傾斜させる。各変位軸7、7の傾斜角度を図5と図6との中間にすれ

ば、入力軸1と出力軸3との間で、中間の変速比を得られる。

【0009】更に、図7～8は、実願昭63-69293号（実開平1-173552号）のマイクロフィルムに記載された、より具体化されたトロイダル型無段変速機を示している。入力側ディスク2と出力側ディスク4とは、回転軸である円管状の入力軸15の周囲に、それぞれニードル軸受16、16を介して回転自在に支持している。又、カム板10は上記入力軸15の端部（図7の左端部）外周面にスプライン係合し、鍔部17により、上記入力側ディスク2から離れる方向への移動を阻止している。そして、このカム板10とローラ12、12とにより、上記入力軸15の回転に基づいて上記入力側ディスク2を、出力側ディスク4に向け押圧しつつ回転させる、ローディングカム式の押圧装置9を構成している。上記出力側ディスク4には出力歯車18を、キー19、19により結合し、これら出力側ディスク4と出力歯車18とが同期して回転する様にしている。

【0010】1対のトラニオン6、6の両端部に設けた枢軸5、5は1対の支持板20、20に、揺動並びに軸方向（図7の表裏方向、図8の左右方向）に亘る変位自在に支持している。そして、上記各トラニオン6、6の中間部に形成した円孔23、23部分に、変位軸7、7を支持している。これら各変位軸7、7は、互いに平行で且つ偏心した支持軸部21、21と枢支軸部22、22とを、それぞれ有する。このうちの各支持軸部21、21を上記各円孔23、23の内側に、ラジアルニードル軸受24、24を介して、揺動自在に支持している。又、上記各枢支軸部22、22の周囲にパワーローラ8、8を、ラジアルニードル軸受25、25等のラジアル転がり軸受を介して、回転自在に支持している。

【0011】尚、上記1対の変位軸7、7は、上記入力軸15を中心として、180度反対側位置に設けている。又、これら各変位軸7、7の各枢支軸部22、22が各支持軸部21、21に対し偏心している方向は、上記入力側、出力側両ディスク2、4の回転方向に関し同方向（図8で左右逆方向）としている。又、偏心方向は、上記入力軸15の配設方向（図7の左右方向、図8の表裏方向）に対しほぼ直交する方向としている。従って上記各パワーローラ8、8は、上記入力軸15の配設方向に亘る若干の変位自在に支持される。この結果、構成各部品の寸法精度、或は動力伝達時の弾性変形等に起因して、上記各パワーローラ8、8が上記入力軸15の軸方向（図7の左右方向、図8の表裏方向）に変位する傾向となった場合でも、構成各部品に無理な力を加える事なく、この変位を吸収できる。

【0012】又、上記各パワーローラ8、8の外側面と上記各トラニオン6、6の中間部内側面との間には、パワーローラ8、8の外側面の側から順に、スラスト玉軸受26、26等のスラスト転がり軸受と、次述する外輪

28、28に加わるスラスト荷重を支承するスラストニードル軸受27、27等のスラスト軸受とを設けている。このうちのスラスト玉軸受26、26は、上記各パワーローラ8、8に加わるスラスト方向の荷重を支承しつつ、これら各パワーローラ8、8の回転を許容するものである。又、上記各スラストニードル軸受27、27は、上記各パワーローラ8、8から上記各スラスト玉軸受27、27の外輪28、28に加わるスラスト荷重を支承しつつ、上記枢支軸部22、22及び上記外輪28、28が上記支持軸部21、21を中心に揺動する事を許容する。

【0013】又、上記各トラニオン6、6の一端部（図8の左端部）には、それぞれ駆動ロッド29、29を結合し、各駆動ロッド29、29の中間部外周面に駆動ピストン30、30を固設している。そして、これら各駆動ピストン30、30を、それぞれ駆動シリンダ31、31内に油密に嵌装している。

【0014】更に、ケーシング32内に設けた支持壁33と前記入力軸15との間には1対の転がり軸受34、34を設けて、上記入力軸15を上記ケーシング32内に回転自在に支持している。又、上記各転がり軸受34、34を構成する内輪35、35のうち、一方（図7の右方）の転がり軸受34を構成する内輪35は、上記入力軸15の外周面に軸方向に亘る変位自在に外嵌したホルダ36に外嵌している。そして、このホルダ36の背面（図7の右側面）と、上記入力軸15の外周面に固定したローディングナット37との間に皿板ばね38を挟持している。この皿板ばね38は、前記押圧装置9の非作動時にも、前記各ディスク2、4の内側面2a、4aと前記各パワーローラ8、8の周面8a、8aとを弾性的に当接させる、予圧付与の為に設けている。更に、他方（図7の左方）の転がり軸受34を構成する内輪35は、前記出力歯車18の内周縁部に形成した支持円筒部39に外嵌固定している。

【0015】上述の様に構成するトロイダル型無段変速機の場合には、入力軸15の回転を押圧装置9を介して入力側ディスク2に伝える。そして、この入力側ディスク2の回転を、1対のパワーローラ8、8を介して出力側ディスク4に伝達し、更にこの出力側ディスク4の回転を、出力歯車18より取り出す。上記入力軸15と出力歯車18との間の回転速度比を変える場合には、前記1対の駆動ピストン30、30を互いに逆方向に変位させる。これら各駆動ピストン30、30の変位に伴って上記1対のトラニオン6、6が、それぞれ逆方向に変位し、例えば図8の下側のパワーローラ8が同図の右側に、同図の上側のパワーローラ8が同図の左側に、それぞれ変位する。この結果、これら各パワーローラ8、8の周面8a、8aと上記入力側ディスク2及び出力側ディスク4の内側面2a、4aとの当接部に作用する、接線方向の力の向きが変化する。そして、この力の向きの

変化に伴って上記各トランイオン6、6が、支持板20、20に枢支された枢軸5、5を中心として、図7で互いに逆方向に揺動する。この結果、前述の図5～6に示した様に、上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aと上記各内側面2a、4aとの当接位置が変化し、上記入力軸15と出力歯車18との間の回転速度比が変化する。

【0016】尚、動力伝達時に構成各部品が弾性変形する結果、上記各パワーローラ8、8が上記入力軸15の軸方向に変位すると、これら各パワーローラ8、8を枢支している上記各変位軸7、7が、上記各支持軸部21、21を中心として僅かに揺動する。この揺動の結果、上記各スラスト玉軸受26、26の外輪28、28の外側面と上記各トランイオン6、6の内側面とが相対変位する。これら外側面と内側面との間には、前記各スラストニードル軸受27、27が存在する為、この相対変位に要する力は小さい。従って、上述の様に各変位軸7、7の傾斜角度を変化させる為の力が小さくて済む。

【0017】上述の様に構成され作用するトロイダル型無段変速機の場合、伝達効率を確保すべく、上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aと上記各内側面2a、4aとの各当接部で滑りが発生しない様にする為には、これら各当接部の当接圧を確保する必要がある。上述した従来構造の場合には、前記押圧装置9と皿板ばね38とにより、上記当接圧を確保する様にしていた。

【0018】これに対して、特開昭62-258254号公報、並びに特開平5-39848号公報には、油圧式の第二の押圧装置を、ローディングカム式の第一の押圧装置と並列に設ける構造が記載されている。この様な従来構造の場合に上記第二の押圧装置は、パワーローラの傾斜角度に応じて押圧力を制御したり（特開昭62-258254号公報の場合）、或はエンジンブレーキの作動時等、エンジン側からトロイダル型無段変速機に入力される駆動力が負になって上記第一の押圧装置が押圧力を発生させなくなった状態で押圧力を発生させる。

【0019】

【発明が解決しようとする課題】上述の様に構成され作用する従来のトロイダル型無段変速機の場合には、伝達効率の向上と耐久性の確保とを高次元で両立させる事が難しい。先ず、ローディングカム式の如く、機械式の押圧装置のみを設けた構造の場合には、エンジン側からトロイダル型無段変速機に入力される駆動力が零又は負になると、押圧装置により各パワーローラ8、8の周面8a、8aと入力側、出力側各ディスク2、4の内側面2a、4aとの当接圧を確保できなくなる。この為、機械式の押圧装置のみを設けた場合には、これら各周面8a、8aと各内側面2a、4aとの当接部で滑りが発生し、これら各面8a、2a、4aに著しい摩耗や焼き付き等の損傷が発生する可能性がある。押圧装置9を構成

する為のカム面13、14を円周方向に関して対称な形状にすれば、上記駆動力が負になった場合でも上記当接圧を得られるが、この駆動力が正から負（或は負から正）に変換する前後で、上記押圧力が喪失若しくは著しく低くなる事は避けられず、上記滑りが発生する可能性をなくす事はできない。

【0020】図7に示した従来構造の場合には、皿板ばね38の弾力により、トロイダル型無段変速機に入力される駆動力が零又は負になった場合でも上記当接圧を確保し、上記滑りの発生を防止している。但し、例えば高速走行時に急にアクセルを戻し、大きなエンジンブレーキを発生させた場合の如く、上記各パワーローラ8、8と入力側、出力側各ディスク2、4とが高速回転している状態で上記機械式の押圧装置による押圧力が完全に喪失した場合でも十分な当接圧を確保する為には、上記皿板ばね38の弾力を相當に大きくする必要がある。この結果、定速走行時に於ける上記当接圧が過大になり、上記各周面8a、8a並びに各内側面2a、4aの転がり疲れ寿命を低下させる可能性がある。

【0021】この様な状況は、例えば特開平1-169169号公報に記載されている様に、自動車の走行時にクラッチを断接させる事により、トロイダル型無段変速機を2種類のモードで使用する場合にも発生する。即ち、この特開平1-169169号公報に記載された構造の場合には、エンジンからトロイダル型無段変速機に入力される動力が大きくなれば変化しない場合でも、クラッチの断接に伴ってローディングカム式の押圧装置に入力される回転力の方向が変化する。この為、上記クラッチの断接に伴って上記押圧装置が発生する押圧力が非常に小さくなる領域が発生し、上述の様な著しい摩耗や焼き付き等の損傷の原因となるものと考えられる。即ち、ローディングカム式の如き機械式の押圧装置では、クラッチの断接時に生じる急激なトルク変動に対応して上記当接圧を確保する事が難しく、上述の様な損傷が発生し易くなるものと考えられる。

【0022】これに対して、特開昭62-258254号公報、並びに特開平5-39848号公報に記載された構造の場合には、単にパワーローラの傾斜角度に応じて押圧力を制御したり、或はトロイダル型無段変速機に入力される駆動力が負になった場合にのみ油圧式の押圧装置に押圧力を発生させる様にしている為、必ずしも各パワーローラの周面と入力側、出力側各ディスクの内側面との当接圧を最適値に制御できない。この結果、エンジンの出力変動等によりトロイダル型無段変速機に入力される駆動力が変化したり、或は温度変化により上記パワーローラの周面と上記入力側、出力側各ディスクの内側面との当接部に送り込まれるトラクション油の粘度が変化した場合に、必ずしも最適な押圧力を得られず、伝達効率が低下したり、或は耐久性を確保できなくなる可能性がある。本発明のトロイダル型無段変速機は、上述

の様な不都合を何れも解消すべく発明したものである。

【0023】

【課題を解決する為の手段】本発明のトロイダル型無段変速機は、前述した従来のトロイダル型無段変速機と同様に、自動車の走行用エンジンにより回転駆動される回転軸と、互いの内側面同士を対向させた状態でこの回転軸の周囲にそれぞれこの回転軸に対する回転自在に支持された第一、第二のディスクと、このうちの第一のディスクの外側面と上記回転軸との間に設けられ、この第一のディスクを上記第二のディスクに向け押圧しつつ上記回転軸と共に回転させる押圧装置と、上記第一、第二のディスクの中心軸に対し捻れの位置にある枢軸を中心として揺動するトランニオンと、このトランニオンの内側面に回転自在に支持された状態で、上記第一、第二の両ディスク同士の間に挟持されたパワーローラとを備える。

【0024】特に、本発明のトロイダル型無段変速機に於いては、上記押圧装置は、伝達すべき動力のトルクの大きさに応じて押圧力（＝推力）を増大させる、機械的に作動する第一の押圧装置と、圧油源から供給される圧油に基づき、この圧油の圧力に応じた押圧力を発生させる第二の押圧装置とを互いに並列に設けたものである。そして、この第二の押圧装置を構成する油圧シリンダと上記圧油を供給する為の圧油源との間には、上記油圧シリンダに送り込む圧油の圧力を制御する為の制御弁を設けている。更に、この制御弁は、上記エンジンの回転数を表わす信号と、アクセル開度を表わす信号と、上記自動車の車速を表わす信号と、上記第一、第二の両ディスクの内側面と上記パワーローラの周面との当接部に送り込まれるトラクション油の温度を表わす信号とのうちから選択される1乃至複数の信号に基づいて、上記圧力を調整する。

【0025】

【作用】上述の様に構成される本発明のトロイダル型無段変速機は、前述した従来のトロイダル型無段変速機と同様の作用に基づき、第一のディスクと第二のディスクとの間で回転力の伝達を行ない、更にトランニオンの傾斜角度を変える事により、これら両ディスク同士の間の回転速度比を変える。特に、本発明のトロイダル型無段変速機の場合には、第一、第二の両ディスクの内側面とパワーローラの周面との当接部の当接圧を、運転状況の変化に拘らず、常に最適値に維持できる。この為、伝達効率の維持と耐久性の確保とを高次元で両立させる事ができる。

【0026】

【発明の実施の形態】図1～2は、本発明の実施の形態の第1例を示している。尚、本発明の特徴は、伝達効率の維持と耐久性の確保とを高次元で両立させるべく、入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4aとパワーローラ8、8の周面8a、8a（出力側ディスク4及びパワーローラ8に関しては、前述の図5～7参照）

との当接部の当接圧を、運転状況の変化に拘らず、常に最適値に維持する為の構造にある。その他の部分の構造及び作用は、前述した従来構造と同様であるから、同等部分に関する図示並びに説明は省略若しくは簡略にし、以下、本発明の特徴部分を中心に説明する。

【0027】本発明のトロイダル型無段変速機を構成する押圧装置40は、第一の押圧装置41と第二の押圧装置42とを、回転軸である入力軸15aと第一のディスクである入力側ディスク2との間に互いに並列に設けて成る。このうちの第一の押圧装置41は、機械的に作動して、伝達すべき動力のトルクの大きさに応じて押圧力（＝推力）を増大させるもので、前述した従来構造に組み込んだ押圧装置9と同様のローディングカム式のものを使用している。この様な第一の押圧装置41を構成すべく、上記入力軸15aの入力側端部（図1の左端部）にはカム板10aを、スラスト軸がり軸受43により、上記入力軸15aに対する相対回転自在に支持している。そして、このカム板10aの片側面（図1の右側面）に形成したカム面13と、上記入力側ディスク2の外側面（図1の左側面）に形成したカム面14との間に、保持器11により保持された複数個のローラ12、12を、上記入力軸15aの中心に対して放射方向の軸を中心とする転動自在に支持する事により、上記ローディングカム式の第一の押圧装置41を構成している。

【0028】上記入力側ディスク2は上記入力軸15aの中間部一端寄り部分に、ボールスライス44により、上記入力軸15aの軸方向に関する相対変位自在に、且つ、この入力軸15aと同期した回転自在に支持している。又、上記カム板10aの他側面（図1の左側面）には係止突片45、45を形成しており、これら各係止突片45、45と、駆動軸46の先端部に固設した駆動腕47、47の先端部とを係合させている。上記駆動軸46は、図示しない自動車の走行用エンジンにより回転駆動自在としている。従って、この走行用エンジンの駆動時には、上記駆動軸46により上記カム板10aが回転駆動され、上記各ローラ12、12と上記両カム面13、14との係合に基づき上記入力側ディスク2が、出力側ディスク4に向か、図1の右方に押されつつ回転駆動される。

【0029】一方、前記第二の押圧装置42は、圧油源である圧油ポンプ48から供給される圧油に基づき、この圧油の圧力に応じた押圧力（＝推力）を発生させる。この為に図示の例の場合には、上記カム板10aの外周面に円筒壁49を、上記入力側ディスク2に向けて形成している。勿論、この円筒壁49の内周面は、上記入力軸15a及び入力側ディスク2の外周面と同心である。又、この円筒壁49の内径は、この入力側ディスク2の外径よりも少し大きく、この円筒壁49の先端部内周面と上記入力側ディスク2の外周面とを全周に亘り対向させている。そして、これら円筒壁49の先端部内周面と

上記入力側ディスク2の外周面との間に外径側シールリング50を設けて、上記各ローラ12、12を設けた空間51の外径側を油密に塞いでいる。又、上記カム板10aの内周面と上記入力軸15aの外周面との間、並びに上記入力側ディスク2の内周面と上記入力軸15aの外周面との間には、それぞれ内径側シールリング52、52を設けて、上記空間51の内径側を油密に塞いでいる。尚、上記入力側ディスク2の内外両周面と上記円筒壁49の先端部内周面及び上記入力軸15aの中間部外周面との間に設けた内径側、外径側両シールリング50、52は、前記押圧装置40の作動全範囲に亘り、互いに対向する周面同士の間に挟持されたままの状態となる。従って、上記空間51は、次述する給排路53を除き、外部からは油密に遮断された状態となり、上記第二の押圧装置42を構成する油圧シリンダとして機能する。

【0030】更に、上記空間51内には、上記駆動軸46及び入力軸15aの内側に設けた給排路53を通じて、圧油を給排自在としている。この為に、上記入力軸15aの一端部内側には、この入力軸15aの一端面(図1の左端面)に開口する凹孔54を、上記入力軸15aと同心に形成している。そして、この凹孔54の奥部から上記入力軸15aの直径方向外方に向け分岐した分岐孔55、55の外径側端部を、上記入力軸15aの中間部外周面で、上記1対の内径側シールリング52、52の間部分に開口させている。又、上記駆動軸46の先端面(図1の右端面)中央部には、給排管56を、上記入力軸15aと同心に突設し、この給排管56の内側を、上記駆動軸46の内側に設けた基給排路57を通じさせている。この給排管56の外径は、上記凹孔54の開口側部分の内径よりも少し小さい。そして、上記給排管56の外周面と上記凹孔54の内周面開口寄り部分との間にシールリング58を設けて、上記給排管56の外周面と上記凹孔54の内周面との間を油密に塞いでいる。

【0031】上記基給排路57は、制御弁59を介して、前記圧油ポンプ48に通じている。この制御弁59は、上記油圧シリンダとして機能する空間51内に送り込む圧油の圧力を制御する為のもので、次述する制御器60からの指令信号に基づいて、上記基給排路57に吐出する圧油の圧力を制御する。この様な制御弁59に指令信号を発する制御器60は、マイクロコンピュータを内蔵して成り、図示しないセンサから送り込まれる各種状態を表わす検出信号に基づいて異なる指令信号を送り出し、上記圧力を制御する。上記検出信号として本例の場合には、自動車の走行用エンジンの回転数を表わす信号と、アクセル開度を表わす信号と、自動車の車速を表わす信号と、前記入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4aと前記各パワーローラ8、8の周面8a、8aとの当接部に送り込まれるトラクション油の温

度を表わす信号とを使用している。

【0032】上述の様に構成される本発明のトロイダル型無段変速機の場合には、上記入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4aと上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aとの当接部の当接圧を、運転状況の変化に拘らず、常に最適値に維持できる。即ち、自動車の運転状況に応じて上記制御弁の作動状態を切り替え、上記空間51内に送り込む圧油の圧力を調整する事により、上記当接圧を調整して、上記当接部で滑りが発生したり、或はこの当接部に過大な面圧が作用する事を防止できる。この為、伝達効率の維持と耐久性の確保とを高次元で両立させる事ができる。上述の様な圧力の制御は、各センサから制御器60に送り込まれる各検出信号の組み合わせを考慮しつつ多種類に亘り行なう。この様な制御は、多くの事態を想定しつつ、各場合に付与すべき圧力を上記マイクロコンピュータに記憶させる事により行なう。これら総ての場合に就いて説明するのは、徒に冗長になるので、ここでは、各検出信号毎に、各状態値と圧力との凡そその関係に就いて説明する。

【0033】先ず、走行用エンジンの回転数を表わす信号の場合には、アクセル開度を表わす信号との組み合わせにより、前記駆動軸46を通じてトロイダル型無段変速機に送り込まれる回転力のトルク(入力トルク)の大きさを知り、この入力トルクの大きさに応じた当接圧を得るべく、上記圧力を制御する。即ち、回転数とトルクの大きさとの関係は、エンジンの特性曲線として予め分っているので、この関係を上記制御器に記憶させておけば、上記圧力を入力トルクの大きさに応じて調整できる。尚、トルクは、回転数が同じでも、アクセル開度により変わる為、アクセル開度を表わす信号も考慮する。図2は、この様な入力トルクの大きさに応じて、前記押圧装置40が上記入力側ディスク2を前記出力側ディスク4に押圧する力(推力)を調整する状態を示している。この図2で、実線αは、本発明のトロイダル型無段変速機を構成する押圧装置40による入力トルクと推力との関係を、破線βはローディングカム式の押圧装置のみを設けた場合の入力トルクと推力との関係を、鎖線γ及び上記破線βの一部でこの鎖線γよりも上方に位置する部分は、ローディングカム式の押圧装置と皿板ばね38(図7参照)等の予圧ばねを設けた場合の入力トルクと推力との関係を、それぞれ示している。

【0034】破線βから明らかな通り、ローディングカム式の押圧装置のみを設けた場合は、入力トルクが小さい場合(零の場合も含む)には、推力が極端に小さくなり(或は完全に喪失し)、前述の様な損傷の原因となる。これに対して、予圧ばねを付加した場合には、入力トルクが小さい場合でも必要とする推力を得て上記損傷の防止を図れる反面、その瞬間に於ける入力トルクが小さい場合に、推力を大きくできない。従って、急加速時等、入力トルクが急に増大した場合に上記推力が不足し

(推力上昇がトルク上昇に追い付かず)、前記入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4aと上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aとの当接部に滑りが発生して、伝達効率が低下するだけでなく、これら各面2a、4a、8aに損傷が発生し易くなる。これに対して本発明の場合には、その瞬間の入力トルクだけでなく、変動が予想される直後の入力トルクに応じて最適な推力を得られる(フィードフォワード制御が可能になる)。即ち、この入力トルクが小さく、前記第一の押圧装置41により得られる推力が小さい場合には、前記空間51に送り込む圧油の圧力を高めて、前記第二の押圧装置42により、必要とする推力を得る。これに対して、上記入力トルクが大きくなり、上記第一の押圧装置41により得られる推力が十分に大きくなった場合には、前記空間51に送り込む圧油の圧力を低くして、上記入力側ディスク2に必要以上の推力が加わる事を防止する。これらの制御を、その瞬間に於けるトルクの大きさだけでなく、予想される変動に対応して行なえる。

【0035】上記第二の押圧装置42により得られる推力は、任意に調節自在であるから、上記押圧装置40により得られる推力は、上記第一の押圧装置41により得られる推力よりも大きい限り、運転状況に応じて任意に設定可能である。従って、上記第一の押圧装置41の特性を、入力トルクが最大となった場合でも、過度の推力を発生しない様に規制しておけば、上記入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4aと上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aとの当接部の当接圧を、運転状況の変化に拘らず、常に最適値に維持できる。又、上述の説明から明らかな通り、本発明のトロイダル型無段変速機の場合には、皿板ばね38等の予圧ばねを省略する事もできる。従って、予圧ばねの省略に基づく部品点数並びに組み立て工数の低減を図れる。又、入力トルクが大きくなつて第一の押圧装置41のみで必要とする推力を得られる状態となった場合には、前記空間51内に圧油を送り込む必要がなくなる。従つて、定速走行時等には、前記圧油ポンプ48から前記空間51内に圧油を送り込む必要はない。この為、油圧式の第二の押圧装置42を設ける事に伴う動力損失を最小限に抑える事ができる。

【0036】次に、アクセル開度を表わす信号と自動車の車速を表わす信号とは、上記入力トルク自体、及びこの入力トルクの変動を予測すると共に、この変動に基づいて次の瞬間に必要とする推力を求める為に利用する。例えば、高速走行時にアクセル開度を急に小さくし、大きなエンジンブレーキを作動させる際には、第一の押圧装置41が発生している推力が急激に減少し、零点を通過してから、再びこの第一の押圧装置41が発生する推力が増加する。又、上記アクセル開度を急に大きくした場合には、次の瞬間に、上記第一の押圧装置により惹起される推力が急上昇する。そこで、これらの場合には、

上記アクセル開度を表わす信号と自動車の車速を表わす信号とに基づいて上記空間51内に送り込む圧油の圧力を調節し、必要とする推力を確保したり、或はこの推力が過度に上昇する事を防止する。

【0037】更に、前記入力側、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4aと前記各パワーローラ8、8の周面8a、8aとの当接部に送り込まれるトラクション油の温度を表わす信号は、このトラクション油の粘度に応じて、最適な推力を得る為に利用する。即ち、トロイダル型無段変速機の運転を継続した場合に上記トラクション油の温度は、攪拌抵抗等により次第に上昇する。又、この温度は、季節の相違等、外気温度によっても変化する。そして、上記トラクション油の粘度は、温度上昇に伴つて次第に低下し、前記各当接部で滑りを発生させない為に必要とする推力は、粘度の低下と共に上昇する。そこで、本発明のトロイダル型無段変速機の場合には、上記温度の変化に応じ、予め分っている温度とトラクション油の粘度との関係に基づき、前記空間51内に送り込む圧油の圧力を調整する。即ち、温度が高くなる程、上記圧力を上昇させて、上記推力を大きくする。

【0038】次に、図3は、本発明の実施の形態の第2例を示している。上述の第1例の場合、第二の押圧装置42を構成する為の円筒壁49をカム板10aと一体に設けていたのに対して、本例の場合には、円筒壁49aをカム板10aと別体に形成している。即ち、一端部に内向フランジ状の鈎部61を有する円筒体62を上記カム板10aに外嵌すると共に、このカム板10aの片面(図3の左面)と上記鈎部61の内周縁とを、全周に亘り油密に密接している。この様な本例の場合には、上述の第1例の場合に比べて、上記円筒壁49aを有するカム板10aの製造作業が容易になる。その他の構成及び作用は、上述した第1例の場合と同様であるから、同等部分に関する説明は省略する。

【0039】次に、図4は、本発明の実施の形態の第3例を示している。本例の場合には、大きな動力を伝達自在とすべく、入力軸15bの両端部に1対の入力側ディスク2、2を、それぞれの内側面2a、2aを互いに対向させた状態で、ボールスプライン44、44により支持している。これと共に、上記入力軸15bの中間部に1対の出力側ディスク4、4を、それぞれの内側面4a、4aを上記各入力側ディスク2、2の内側面2a、2aに対向させた状態で、上記入力軸15bに対する回転自在に支持している。そして、これら両出力側ディスク4、4同士の間に、出力歯車18aを、これら両出力側ディスク4、4と共に回転自在に支持している。

【0040】上述の様な、入力側ディスク2、2と出力側ディスク4、4とを1対ずつ、動力の伝達方向に関して互いに並列に設けた、所謂ダブルキャビティ型のトロイダル型無段変速機にも、本発明は適用可能である。この場合に押圧装置40は、一方(図3の左方)の入力側

ディスク2の背面側(図3の左側)に設ける。尚、入力軸15bの内部に設けた潤滑油流路63は、上記ボールスプライン44、44等の可能部分に潤滑油を供給する為のものである。本発明の特徴部分である押圧装置40の構成及び作用は、前述した第1例の場合と同様である。

【0041】

【発明の効果】本発明は、以上に述べた通り構成され作用する為、伝達効率を高めて、例えばトロイダル型無段変速機を組み込んだ自動車の走行性能、燃費性能を向上できる。又、転がり軸受の疲れ寿命を向上させて、耐久性を向上させる事もできる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態の第1例を示す部分断面図。

【図2】押圧装置により入力側ディスクに付与する押圧力と入力トルクとの関係を示す線図。

【図3】本発明の実施の形態の第2例を示す、図1と同様の図。

【図4】同第3例を示す、一部を省略した状態で示す断面図。

【図5】従来から知られたトロイダル型無段変速機の基本的構成を、最大減速時の状態で示す側面図。

【図6】同じく最大増速時の状態で示す側面図。

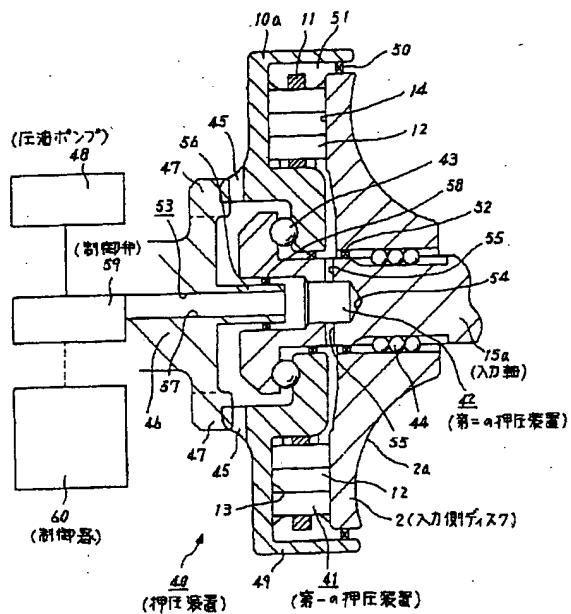
【図7】従来の具体的構造の1例を示す断面図。

【図8】図7のA-A断面図。

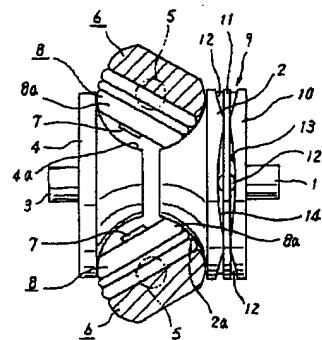
【符号の説明】

1	入力軸	18、18a	出力歯車
2	入力側ディスク(第一のディスク)	19	キー
2a	内側面	20	支持板
3	出力軸	21	支持軸部
4	出力側ディスク(第二のディスク)	22	枢支軸部
4a	内側面	23	円孔
5	枢軸	24、25	ラジアルニードル軸受
6	トラニオン	26	スラスト玉軸受
7	変位軸	27	スラストニードル軸受
8	パワーローラ	28	外輪
8a	周面	29	駆動ロッド
9	押圧装置	30	駆動ピストン
10、10a	カム板	31	駆動シリンダ
11	保持器	32	ケーシング
12	ローラ	33	支持壁
13、14	カム面	34	転がり軸受
15、15a、15b	入力軸	35	内輪
16	ニードル軸受	36	ホルダ
17	鍔部	37	ローディングナット
		38	皿板ばね
		39	支持円筒部
		40	押圧装置
		41	第一の押圧装置
		42	第二の押圧装置
		43	スラスト転がり軸受
		44	ボールスプライン
		45	係止突片
		46	駆動軸
		47	駆動腕
		48	圧油ポンプ
		49、49a	円筒壁
		50	外径側シールリング
		51	空間
		52	内径側シールリング
		53	給排路
		54	凹孔
		55	分岐孔
		56	給排管
		57	基給排路
		58	シールリング
		59	制御弁
		60	制御器
		61	鍔部
		62	円筒体
		63	潤滑油流路

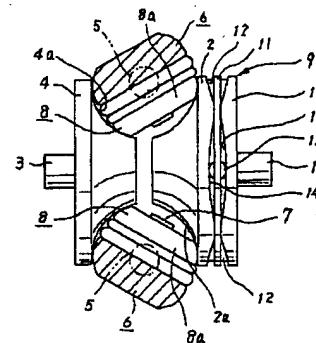
【図1】



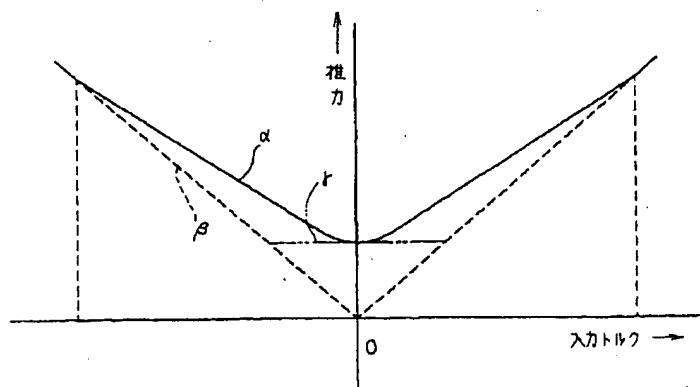
【図5】



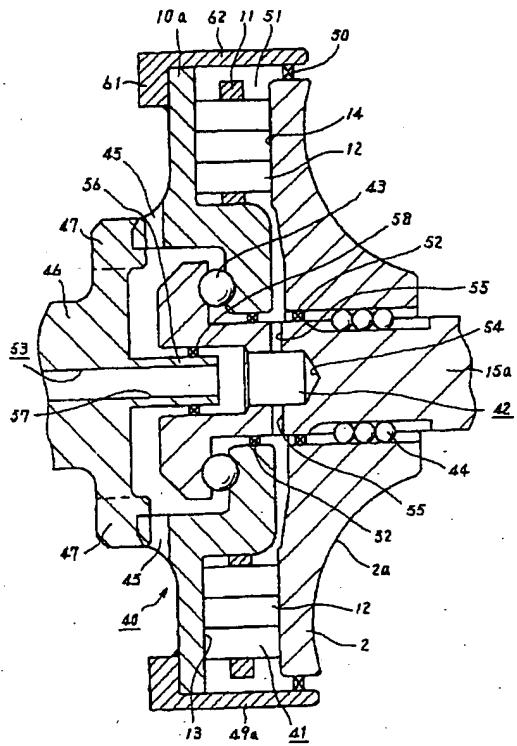
【図6】



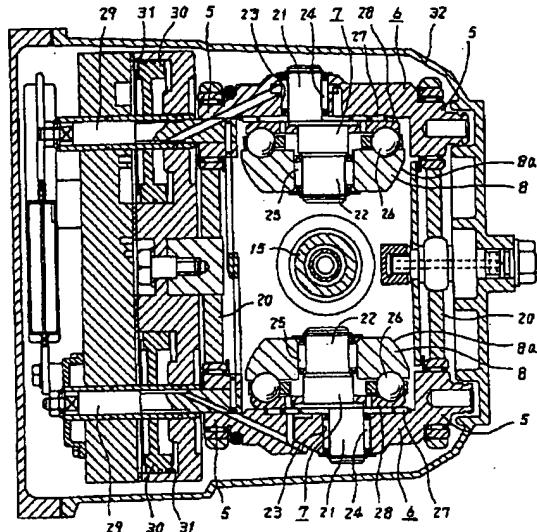
【図2】



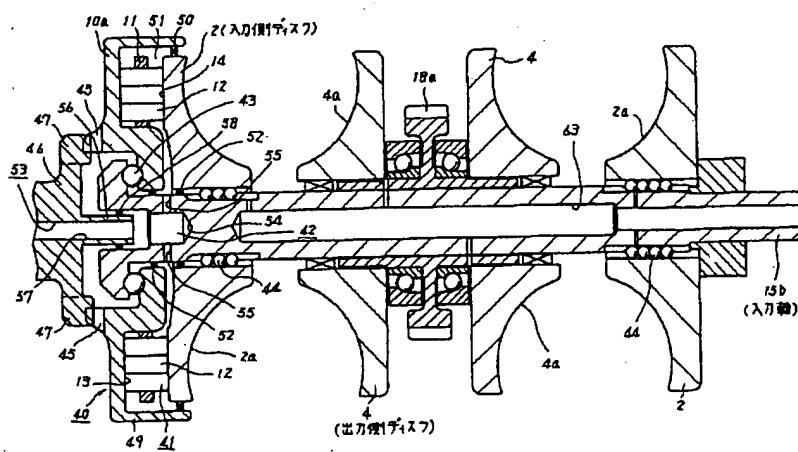
【図3】



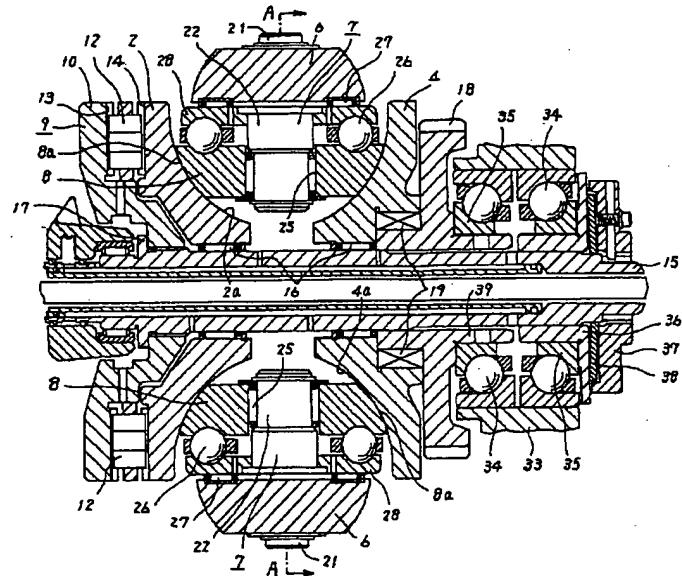
【図8】



【図4】



[図7]



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 6

識別記号

F I

F 16 H 59:72